

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Patentschrift  
11 DE 37 16947 C 1

51 Int. CL 4:  
F 02 D 13/02  
F 01 L 1/34  
// F 01 L 9/02, 9/04

21 Aktenzeichen: P 37 16 947.5-13  
22 Anmeldetag: 20. 5. 87  
43 Offenlegungstag: —  
45 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 3. 3. 88

DE 37 16947 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:

Bayerische Motoren Werke AG, 8000 München, DE

72 Erfinder:

Gartner, Jurij, 8034 Germering, DE; Langen, Peter,  
8000 München, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-AS 25 05 757  
DE-AS 24 48 311  
DE-AS 14 01 949  
DE-AS 10 91 378  
DE-OS 35 32 549  
DE-OS 34 01 362  
DE-OS 31 12 059  
DE-OS 30 25 259  
DE-OS 29 42 884  
DE-OS 28 42 154  
DE-OS 20 06 304  
DE-Z: MTZ 47, 1986, H. 5, S. 185-188;

54 Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine

Beschrieben wird ein Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine, bei welchem die Ladungszufuhr zum Zylinder erst im Verdichtungsstakt erfolgt und wobei ein Ausschleiben der zugeführten Ladung noch während dieses Verdichtungsstaktes verhindert wird. Auf diese Weise ist eine hohe Strömungsgeschwindigkeit und eine starke Ladungsverwirbelung auch noch zum Ladungszündzeitpunkt sichergestellt. An einer Brennkraftmaschine mit Hubventilen sind die Einlaßhubventile nur so lange geöffnet, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt erforderliche Ladung im Zylinder befindet. Dazu werden der Öffnungszeitpunkt, der Schließzeitpunkt und der maximale Ventilhub der Ventilerhebungskurve dem jeweiligen Betriebspunkt entsprechend angepaßt. Die Hubventile können dabei magnetisch oder hydraulisch angesteuert sein, es wird aber auch eine Lösung in Form einer Nockenwellenverstellung, kombiniert mit einer hydraulischen Ventilhubabsteuerung vorgeschlagen.

DE 37 16947 C 1

BEST AVAILABLE COPY

## Patentansprüche

1. Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß die Ladungszufuhr zum Zylinder im wesentlichen im Verdichtungsstakt erfolgt, und daß ein Ausschieben der zugeführten Ladung noch während dieses Verdichtungsstaktes verhindert wird.

2. Ladungswechsel-Verfahren nach Anspruch 1 für eine quantitativ gesteuerte Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß ein den Zylindereintritt zur Ladungszufuhr freigebendes Steuerorgan nur so lange geöffnet ist, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderliche Ladung im Zylinder befindet.

3. Ladungswechsel-Verfahren nach Anspruch 2 für eine Brennkraftmaschine mit Hubventilen, dadurch gekennzeichnet, daß der Öffnungszeitpunkt, der Schließzeitpunkt und der maximale Ventilhub der Ventilerhebungskurve dem jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine angepaßt sind.

4. Ladungswechsel-Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich zum Öffnungszeitpunkt des die Ladungszufuhr freigebenden Steuerorganes aufgrund gesteuerter Ladungsabfuhr während des vorangegangenen Ausschiebetaktes noch ein Rest von verbrannter Ladung im Zylinder befindet.

5. Ladungswechsel-Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das die Ladungszufuhr freigebende Steuerorgan während des dem Verdichtungsstakt vorausgehenden Saugtaktes zusätzlich kurzzeitig geöffnet wird.

6. Hubkolben-Brennkraftmaschine zum Betreiben des Ladungswechsel-Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5 mit Hubventilen, welche von Nocken betätigt werden, wobei diese auf einer Nockenwelle angeordnet sind, welche von einer Kurbelwelle angetrieben ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle verdrehbar ist und daß zwischen Nocken und Hubventil eine Steuervorrichtung zur Beeinflussung des durch den Nocken vorgegebenen Ventilhubverlaufes vorgesehen ist.

7. Hubkolben-Brennkraftmaschine zum Betreiben des Ladungswechsel-Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5 mit Hubventilen, welche von Nocken betätigt werden, wobei diese auf einer Nockenwelle angeordnet sind, welche von einer Kurbelwelle angetrieben ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle verdrehbar ist, und daß die Nocken als Raumnocken ausgebildet sind, deren jeweils relevanter Erhebungsverlauf einstellbar ist.

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, sowie eine nach diesem Verfahren arbeitende Brennkraftmaschine gemäß Patentansprüchen 6 und 7.

Üblicherweise erfolgt die Ladungszufuhr zum Zylinder während des sogenannten Saugtaktes, also dann, wenn sich — nachdem zuvor die verbrannte Ladung ausgeschoben wurde — der Kolben von seinem oberen Totpunkt in Richtung seines unteren Totpunktes be-

wegt.

Insbesondere bei quantitativ gesteuerten Brennkraftmaschinen stellt sich damit im Teillastbetrieb nur eine ungenügend hohe — für einen optimalen Verbrennungsablauf jedoch erwünschte — Verwirbelung der Ladung ein. Zwar erzeugt der Kolben während seiner Abwärtsbewegung unter Energieverbrauch Unterdruck, welcher dazu genutzt wird, die Ladung mit hoher Geschwindigkeit in den Zylinder einströmen zu lassen, wobei an der Drosselstelle (zumindest einer Drosselklappe) eine vorteilhafte Verwirbelung entsteht, jedoch beruhigt sich diese Verwirbelung wieder auf den relativ langen Wegen von der Drosselstelle zum Zylinderbrennraum, so daß zum Zeitpunkt der später stattfindenden Verbrennung bzw. Zündung der Ladung keine ausreichende Wirbelbewegung mehr vorhanden ist.

Aus der DE-OS 31 12 059 ist eine Maßnahme zur verbesserten Ladungsverwirbelung bekannt, wobei ein zusätzliches als Rückschlagventil ausgebildetes Zylinder-Einlaßorgan vorgesehen ist, über welches dem Zylinder Luft unter einem derart gewählten Druck zugeführt wird, daß das Rückschlagventil auch während einer Anfangsphase des Verdichtungsstaktes geöffnet bleibt. Eine lange anhaltende Verwirbelung ist hiermit aber nur dann gewährleistet, wenn der Druck der über das Rückschlagventil zugeführten Luft zumindest in Höhe des Kompressionsenddruckes im Zylinder liegen würde. Somit ist diese Maßnahme für Fahrzeug-Brennkraftmaschinen praktisch nicht durchführbar.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Ladungswechselverfahren bereitzustellen, welches eine starke Ladungsverwirbelung bzw. hohe Ladungs-Strömungsgeschwindigkeiten auch zum Zeitpunkt der Ladungszündung sicherstellt und eine nach diesem Ladungswechselverfahren arbeitende Brennkraftmaschine zu schaffen. Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 und der Patentansprüche 6 und 7 gelöst.

Erfolgt die Ladungszufuhr zum Zylinder erst während des Verdichtungsstaktes, so herrscht im Zylinder ein derart hoher Unterdruck, daß sich mit dem Öffnen des die Ladungszufuhr freigebenden Steuerorganes eine hohe Strömungsgeschwindigkeit und damit eine hohe Verwirbelung einstellt. Um jene Verwirbelung bis zum Ladungszündzeitpunkt aufrechtzuerhalten, muß dabei verhindert werden, daß die zugeführte Ladung noch während jenes Verdichtungsstaktes zumindest teilweise wieder ausgeschoben wird. Dies ergäbe nämlich eine Richtungsumkehr der Ladungsströmung, wodurch die für eine gute Verwirbelung erforderliche hohe Strömungsgeschwindigkeit herabgesetzt werden würde. Dieser Effekt läßt sich beispielsweise auch mit Hilfe von Ladungswechselprogrammen berechnen.

Verhindert werden kann ein derartiges Ausschieben beispielsweise durch Verwendung eines Rückschlagventiles oder gemäß Anspruch 2 durch entsprechendes Ansteuern eines den Zylindereintritt zur Ladungszufuhr freigebenden Steuerorganes. Dieses bleibt dabei nur so lange geöffnet, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderliche Ladung im Zylinder befindet. Vorteilhafterweise wird dabei die Öffnungszeitspanne in die Nähe des Ladungszündzeitpunktes gelegt, da dann eine besonders intensive Verwirbelung aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten sichergestellt ist. Insbesondere geeignet ist jenes Verfahren für eine quantitativ gesteuerte Brennkraftmaschine, da hierbei nur der durch den jeweiligen Betriebspunkt vorgegebene tatsächlich erforderliche Hubraum

befüllt wird. Die Laststeuerung jener nach dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren arbeitenden Brennkraftmaschine kann somit allein durch eine entsprechende Variation der Öffnungsdauer des den Zylindereintritt zur Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans erfolgen. Drosselverluste, wie sie beispielsweise an einer herkömmlichen Drosselklappe auftreten, werden somit vermieden.

Ist jenes Steuerorgan dabei als Hubventil ausgebildet, so ist es besonders vorteilhaft, neben der Öffnungsdauer, welche letztendlich vom Öffnungszeitpunkt und vom Schließzeitpunkt bestimmt ist, zusätzlich den maximalen Ventilhub — hierdurch wird die Strömungsgeschwindigkeit abermals erhöht oder zumindest in ihrer Richtung beeinflusst — und somit die gesamte Ventilerhebungskurve dem jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine anzupassen.

Nach Anspruch 4 erfolgt bei dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren die Abfuhr der verbrannten Ladung derart gesteuert, daß sich zum Öffnungszeitpunkt des die Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans noch ein Rest von verbrannter Ladung im Zylinder befindet. Auf diese Weise können die gegen Ende des Saugtaktes im Zylinder auftretenden Unterdruckwerte in ihrer Höhe begrenzt werden.

Zwar ist auch aus der DE-OS 34 01 362 ein Verfahren zur Steuerung von 4-Takt-Kolbenbrennkraftmaschinen bekanntgeworden, bei welchem nach dem Ausschlebekontakt eine bestimmte Abgasmenge im Zylinder vorhanden ist und dadurch das verbleibende Zylindervolumen für die Aufnahme von Frischgemisch zum Zweck der Laststeuerung reduziert wird, jedoch erfolgt dabei die Ladungszufuhr wie üblich während des Saugtaktes, also während der Abwärtsbewegung des Kolbens. Jenes bekannte Verfahren hat den Nachteil, daß, um die Zündwilligkeit der Zylinderladung zu gewährleisten, nur geringe Abgas Mengen im Zylinder verbleiben können. Deutlich höhere Restmengen von verbrannter Ladung sind jedoch möglich, wenn gemäß dem erfindungsgemäßen Verfahren die Ladungszufuhr erst während des Verdichtungsaktes und somit zeitlich kurz vor dem Ladungszündzeitpunkt erfolgt, da dann der im Zylinder herrschende Unterdruck hohe Strömungsgeschwindigkeiten und somit eine besonders intensive Ladungsverwirbelung hervorruft.

In ähnlicher Weise kann nach Anspruch 5 das die Ladungszufuhr freigebende Steuerorgan zusätzlich kurzzeitig während des Saugtaktes geöffnet werden. Während dieser Öffnungsphase gelangt eine kleine Ladungsmenge eventuell fetten Gemisches in den Zylinder, welche sich während des Verdichtungsaktes mit der dann zugeführten wesentlichen Ladungsmenge vermischt. Hiermit werden nicht nur optimale Zündbedingungen geschaffen, sondern daneben auch der sich während des Saugtaktes einstellende Unterdruck im Zylinder in seiner Höhe begrenzt.

Die folgenden Ansprüche beziehen sich auf nach dem erfindungsgemäßen Verfahren arbeitende Brennkraftmaschinen.

Dazu können die Hubventile hydraulisch frei ansteuerbar sein, wie dies beispielsweise in der DE-OS 20 06 304 gezeigt ist. Jene Schrift erwähnt im übrigen auch die Möglichkeit, das Einlaßventil zum Zwecke der Verbesserung der Gemischauflbereitung bei abnehmender von der Brennkraftmaschine abzugebender Leistung näher dem Zeitpunkt zu öffnen, zu welchem der Kolben während seines Saughubes die maximale Geschwindigkeit hat. Eine Anregung für ein erfindungsge-

mäßes Ladungswechsel-Verfahren ist in jener Schrift jedoch nicht enthalten. Ebenso können die Hubventile magnetisch frei ansteuerbar sein, auch hierfür sind bereits zahlreiche Ausführungsbeispiele bekanntgeworden.

Nach den Ansprüchen 6 und 7 ist das erfindungsgemäße Verfahren aber auch an mit Nockenwellen versehenen Brennkraftmaschinen durchführbar. Zur Variation von Öffnungs- und Schließzeitpunkt ist dabei die Nockenwelle gegenüber der sie antreibenden Kurbelwelle verdrehbar ausgebildet. Eine Anordnung hierfür ist beispielsweise aus der DE-OS 28 42 154 bekanntgeworden. Zur Beeinflussung des vom Nocken vorgegebenen Ventilhubverlaufes kann dabei zwischen dem Nocken und dem Hubventil eine Steuervorrichtung vorgesehen sein, wie sie beispielsweise aus der DE-AS 24 48 311 bekanntgeworden ist.

Alternativ kann der Nocken aber auch als ein beispielsweise in der DE-AS 25 05 757 gezeigter Raumnocken ausgebildet sein.

Um den Zylinderbrennraum wegen der beim erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren oftmals auftretenden hohen Unterdruckwerte wirkungsvoll gegen das Kurbelgehäuse bzw. den Kurbelraum abzudichten, kann der Kolben zumindest mit einem entsprechenden (zusätzlichen) Kolbenring versehen sein.

Ausführungsbeispiele für eine erfindungsgemäß arbeitende Brennkraftmaschine werden — da konstruktive Details hierzu nicht Wesen der vorliegenden Erfindung sind — hier nicht gezeigt. Es zeigt

Fig. 1 einen prinzipiell möglichen Ventilhubverlauf,

Fig. 2 ein p-V-Diagramm für ein erfindungsgemäßes Ladungswechsel-Verfahren mit verschiedenen Brennkraftmaschinen-Lasten, wobei die Ladungswechselschleife sowie die Verbrennungsschleife nicht maßstabsgerecht dargestellt sind,

Fig. 3 die Ladungswechselschleife als Ausschnitt eines p-V-Diagrammes für ein erfindungsgemäßes Ladungswechsel-Verfahren sowie ein herkömmliches, gedrosseltes Ladungswechsel-Verfahren, jeweils im Teilastbetrieb.

In Fig. 1 ist der untere Totpunkt des Kolbens mit *UT*, der obere Totpunkt während der Ladungswechselphase mit *LW-OT* und der obere Totpunkt während der Zündphase mit *Z-OT* gekennzeichnet. Die mit der Ziffer 1 bezeichnete Ventilerhebungskurve bezieht sich auf ein Auslaßventil, während die mit 2 bezeichnete Kurve eine erfindungsgemäße Einlaßventilerhebungskurve darstellt. Wesentlich dabei ist, daß das Einlaßventil erst dann öffnet, wenn der Kolben seinen unteren Totpunkt überschritten hat und sich wieder im Verdichtungsstakt befindet. Aufgrund des dann im Zylinderbrennraum herrschenden hohen Unterdruckes erreicht die Ladung bei der Befüllung eine solch hohe Strömungsgeschwindigkeit, daß eine intensive Verwirbelung im Zylinderbrennraum stattfindet. Da das Einlaßventil erst während des Verdichtungsaktes geöffnet wird, bleibt diese Verwirbelung bis zu dem kurz vor *OT* stattfindenden Ladungszündzeitpunkt erhalten. Ein Ausschleiben der frischen Ladung durch den Kolben wird dabei vermieden, indem das Einlaßventil nur so lange geöffnet ist, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderliche Ladung im Zylinder befindet, bis also der jeweils effektive Hubraum, welcher durch den Schließzeitpunkt des Einlaßventiles bestimmt ist, befüllt ist.

Wie ersichtlich, bleibt das Auslaßventil teilweise über den oberen Totpunkt hinaus geöffnet. Damit wird vor-

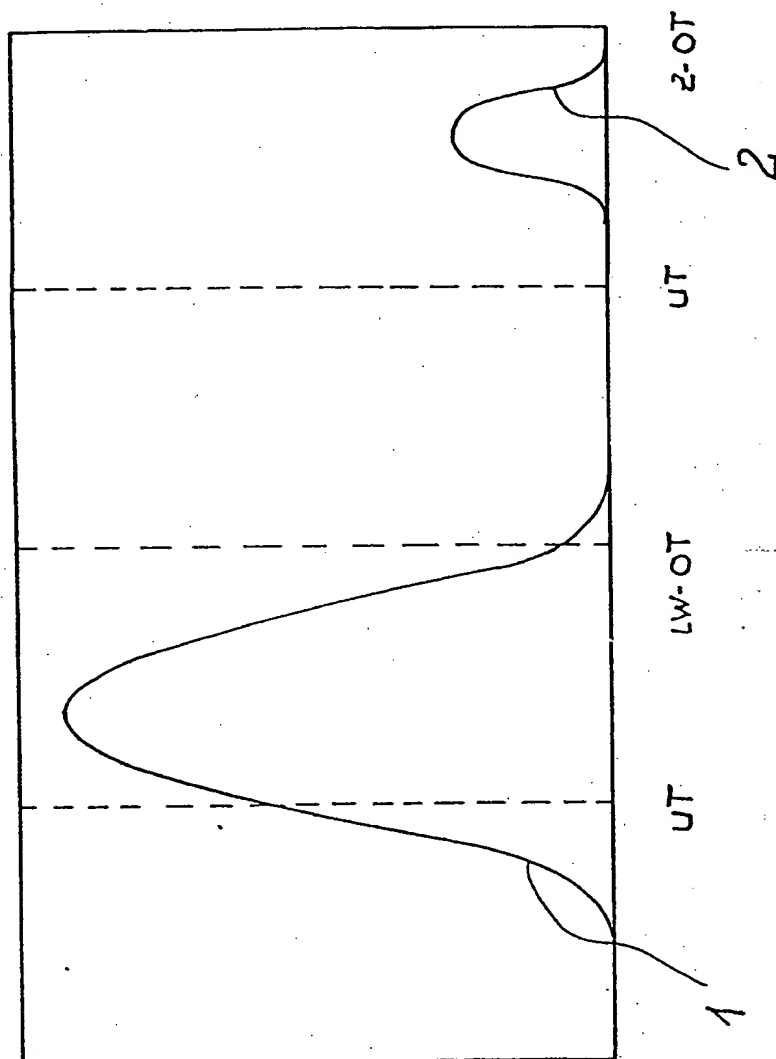
teilhafterweise eine Teilmenge verbrannter Ladung angesaugt, wodurch der sich im Zylinderbrennraum bildende Unterdruck in seiner Höhe begrenzt wird. Durch entsprechende Variation der Ventilerhebungskurve 1 des Auslaßventiles sind verschiedene Restgasanteile im Zylinderbrennraum einstellbar.

Ein schematisch dargestelltes p-V-Diagramm für zwei verschiedene Brennkraftmaschinenlasten zeigt Fig. 2, wobei die Ladungswechselschleife und die Verbrennungsschleife nicht maßstäblich zueinander dargestellt sind. Der Wert des Umgebungsdruckes ist mit  $p_u$  bezeichnet. Im Verlauf der Ladungswechselschleife 3 öffnet erfindungsgemäß das Einlaßventil für niedere Lasten (4) später als für höhere Lasten (5), um hohe Strömungsgeschwindigkeiten und somit eine starke Verwirbelung möglichst nahe dem Ladungszündzeitpunkt sicherzustellen. Die Zündbedingungen werden folglich mit abnehmender Last besser.

Fig. 3 zeigt zwei Ladungswechselschleifen als Ausschnitt eines p-V-Diagrammes, welche beide einem rechnerisch identischen Teillast-Betriebspunkt einer Hubkolben-Brennkraftmaschine entsprechen. Der mit 6 bezeichnete durchgezogene Kurvenverlauf zeigt ein herkömmliches Ladungswechsel-Verfahren, nach welchem die Ladungszufuhr zum Zylinder über eine Drosselklappe gedrosselt während des dem Verdichtungsstakt vorangehenden Saugtaktes erfolgt. Der mit 7 bezeichnete strichpunktierte Kurvenverlauf stellt jene Schleife für ein erfindungsgemäßes Ladungswechsel-Verfahren dar. Wie aus dem insbesondere innerhalb des mit a bezeichneten Volumenabschnittes herrschenden deutlich größeren Druckgradienten ersichtlich ist, strömt hierbei die Ladung mit deutlich höherer Geschwindigkeit und unter wesentlich stärkerer Verwirbelung in den Zylinder.

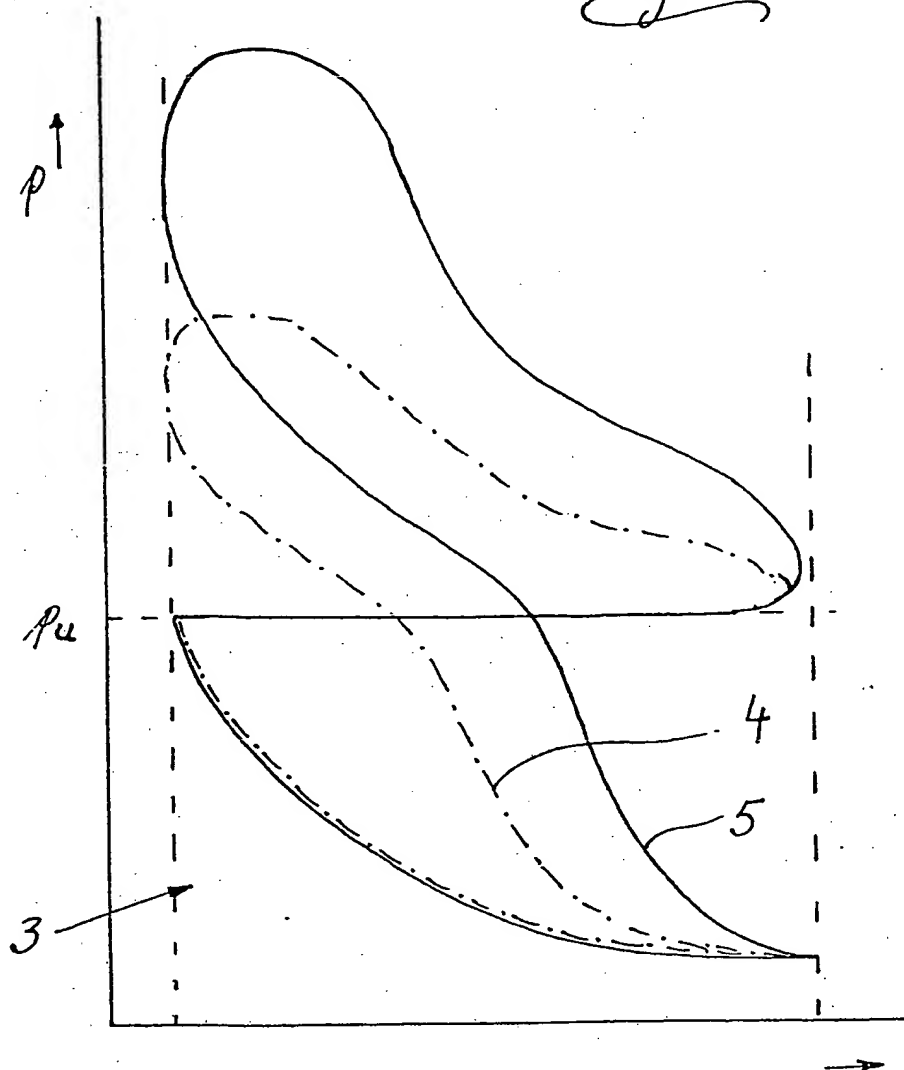
Mit dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren ist somit höchste Zündwilligkeit auch bei einem extrem mageren Gemisch sichergestellt. Eine deutliche Reduktion der Emissionen von Stickoxyden und Kohlenwasserstoffen ist damit ebenso erzielbar wie Verbesserungen im spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Das vorliegende erfindungsgemäße Ladungswechsel-Verfahren eignet sich insbesondere für den Teillastbetrieb einer quantitativ gesteuerten Brennkraftmaschine und schafft dabei nicht nur hohe Verwirbelungen im Zylinderbrennraum, bietet somit Vorteile hinsichtlich Brennverlauf, Zündwilligkeit sowie Abgaszusammensetzung, sondern stellt zusätzlich ein äußerst sensibles Laststeuer-Verfahren dar. Während beim herkömmlichen Laststeuer-Verfahren einer quantitativ gesteuerten Brennkraftmaschine mit Hilfe einer Drosselklappe mit zunehmenden Lasten ein immer niedrigeres Druckgefälle vorhanden ist und somit der Ladungswechsel im Hochlastbereich allein aufgrund der kinetischen Energie des Kolbens erfolgt, ist beim erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren das zur Verfügung stehende Druckgefälle nahezu proportional zum anliegenden Lastwunsch. Bei höherem Lastwunsch öffnet das Einlaßventil kurz nachdem der Kolben seinen unteren Totpunkt überschritten hat, bei niedrigerem Lastwunsch erst deutlich später. Dann ist jedoch auch der im Zylinderbrennraum herrschende Unterdruck geringer. Vorteilhafterweise reagiert somit eine nach dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren arbeitende Brennkraftmaschine deutlich empfindlicher auf Änderungen des anliegenden Lastwunsches.



*Fig. 1*

*Fig. 2*



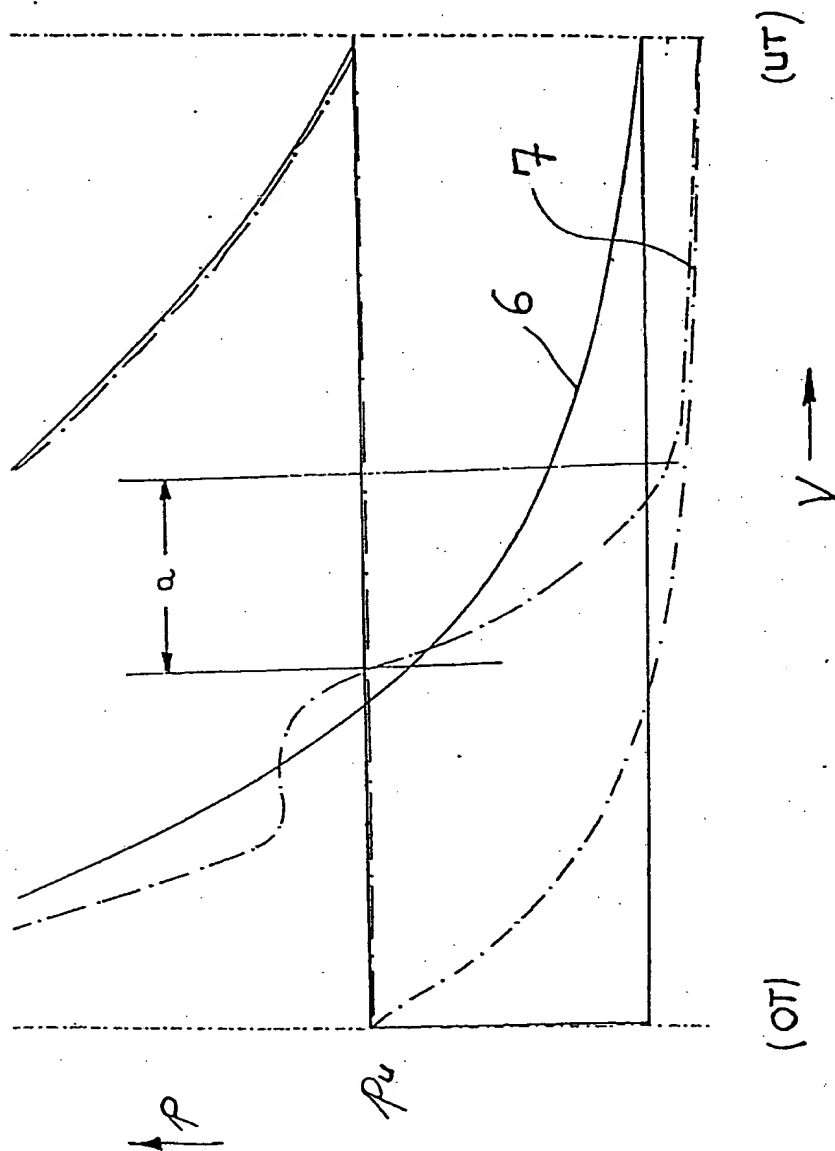


Fig. 3

**Patent Specification DE 37 16947 C1**

Gas exchange process for a 4-stroke reciprocating piston internal combustion engine

5

A gas-exchange process is described for a 4-stroke reciprocating piston internal combustion engine with which the charge is only supplied to the cylinder in the compression stroke, and the supplied charge being prevented from being  
10 exhausted during this compression stroke. In this way, a high flow speed and strong charge swirl is also guaranteed at the charge ignition time. On an internal combustion engine with lift-off valves, the inlet lift-off valves are only opened until the charge required for the respective operating point is present in the cylinder. The time of opening, the time of closing, and the maximum valve  
15 stroke of the valve lift curve are correspondingly adapted here to the respective operating point. The lift-off valves can be magnetically or hydraulically controlled here, but a solution in the form of a cam shaft adjustment, combined with a hydraulic valve stroke control is also suggested.



## Patent Claims

1. A gas exchange process for a 4-stroke reciprocating piston internal combustion engine, **characterized in that** the charge is supplied to the cylinder substantially in the compression stroke, and that the supplied charge is prevented from being exhausted during this compression stroke.
2. The gas exchange process according to Claim 1 for a quantity-controlled internal combustion engine, characterized in that a control means for unblocking the cylinder inlet for supplying the charge is open only until the cylinder contains the charge necessary for the respective operating point of the internal combustion engine.
3. The gas exchange process according to Claim 2 for an internal combustion engine with lift-off valves, characterized in that the time of opening, the time of closing and the maximum valve stroke in the valve lift curve are adapted to the respective operating point of the internal combustion engine.
4. The gas exchange process according to any of Claims 1 to 3, characterized in that a rest of burnt charge remains in the cylinder at the time when the control means unblocking the supply of charge is opened, owing to the controlled removal of charge during the preceding exhaust stroke.
5. The gas exchange process according to any of Claims 1 to 4, characterized in that the control means unblocking the supply of charge is opened in addition for a short time during the suction (or intake) stroke preceding the compression stroke.
6. A reciprocating piston internal combustion engine for operating the gas exchange process according to any of Claims 1 to 5 with lift-off valves which are operated by cams, said cams being disposed on a cam shaft which is driven by a crank shaft, characterized in that the cam shaft can be rotated with respect to

the crank shaft, and that a control device is provided between the cams and the lift-off valve to influence the valve stroke course predetermined by the cams.

7. A reciprocating piston internal combustion engine for operating the gas exchange process according to any of Claims 1 to 5 with lift-off valves which are operated by cams, said cams being disposed on a cam shaft which is driven by a crank shaft, characterized in that the cam shaft can be rotated with respect to the crank shaft, and that the cams are in the form of spatial cams, the respectively relevant lift course of which can be adjusted.

10

#### Description

The invention relates to a gas exchange process for a 4-stroke reciprocating piston internal combustion engine according to the preamble to Claim 1, and to an internal combustion engine working according to this process according to Claims 6 and 7.

Normally, the charge is supplied to the cylinder during the so-called suction stroke, i.e. when – after the burnt charge has beforehand been exhausted - the piston moves from its top dead center towards its bottom dead center.

In particular with quantity-controlled internal combustion engines only an insufficiently high – yet desired for an optimal combustion process – charge swirl is therefore produced in the partial load operation. During its downwards movement, by consuming energy, the piston produces negative pressure which is used in order to allow the charge to flow into the cylinder at great speed, an advantageous swirl being produced at the throttle position (of at least one throttle flap), but this swirl eases off again over the relatively long distances from the throttle position to the cylinder combustion chamber such that at the later time when combustion and ignition of the charge takes places, there is no longer sufficient swirl movement.

A measure that can be taken for improving the charge swirl is known from DE-OS 31 12 059, an additional cylinder inlet means in the form of a check valve being provided by means of which air can be supplied to the cylinder under a pressure chosen such that the check valve also remains open during  
5 an initial phase of the compression stroke. A long-lasting swirl is thus only guaranteed when the pressure of the air supplied via the check valve is at least of the level of the compression end pressure in the cylinder. This measure for vehicle internal combustion engines is therefore practically unimplementable.

10 It is therefore the object of the invention to provide a gas exchange process which guarantees a strong charge swirl and high charge flow speeds, even at the time of igniting the charge, and to provide an internal combustion engine working according to this gas exchange process. This object is achieved by the characterizing features of Claim 1 and of Claims 6 and 7.

15 If the charge is only supplied to the cylinder during the compression stroke, high negative pressure prevails in the cylinder such that when the control means unblocking the charge supply is opened, a high flow speed, and so high swirl, is produced. In order to maintain this swirl until the time of igniting the charge, it  
20 must be prevented here that the charge supplied is at least partially exhausted again during this compression stroke. This would namely result in a change in direction of the charge flow, by means of which the high flow speed necessary for a good swirl would be reduced. This effect can also be calculated for example with the help of gas exchange programmes.

25 This type of exhausting can be prevented for example by using a check valve or, according to Claim 2, by corresponding control of a control means unblocking the cylinder inlet for the supply of charge. This only stays open here until there is the charge in the cylinder necessary for the respective operating  
30 point of the internal combustion engine. Advantageously, the opening time span is set here close to the charge ignition time because then particularly intensive swirl is guaranteed due to high flow speeds. This process is particularly suitable for a quantity-controlled internal combustion engine because here, only

the predetermined cylinder space actually necessary for the respective operating point is filled. The load control of this internal combustion engine working according to the gas exchange process according to the invention can thus be achieved purely by a corresponding variation of the opening duration of the control means unblocking the cylinder inlet for supplying the charge.

5 Throttle losses, as occur for example with a conventional throttle valve, are thus avoided.

If this control means is in the form here of an lift-off valve, it is particularly advantageous to adapt not only the opening duration, which is ultimately determined by the time of opening and the time of closing, but also the maximum valve stroke – in this way the flow speed is increased again or at least its direction is influenced - and so the whole valve lift curve to the respective operating point of the internal combustion engine.

15

According to Claim 4, with the gas exchange process according to the invention, the removal of the burnt charge is controlled such that a rest of burnt charge remains in the cylinder at the time of opening the control means unblocking the supply of charge. In this way, the extent of the negative pressure values occurring in the cylinder toward the end of the suction stroke can be limited.

20

A process for controlling 4-stroke piston internal combustion engines was also disclosed in DE-OS 34 01 362 with which a specific quantity of exhaust gas is present in the cylinder after the exhaust stroke, and in this way the remaining cylinder volume is reduced for taking in a fresh mixture for the purpose of load control, yet the charge is supplied as normal here during the suction stroke, i.e. during the downwards movement of the piston. The disadvantage of this known process is that, in order to guarantee the willingness (or ability) of the cylinder charge to ignite, only small quantities of waste gas can remain in the cylinder.

25

30 Clearly higher residual quantities of burnt charge are possible, however, if according to the process according to the invention, the charge is only supplied during the compression stroke, and thus a short period of time before the

charge ignition time, because the negative pressure prevailing in the cylinder then brings about high flow speeds, and therefore a particularly intensive charge swirl.

- 5 Similarly, according to Claim 5, the control means unblocking the charge supply can be opened in addition for a short time during the suction stroke. During this opening phase, a small quantity of charge, possibly a rich mixture, passes into the cylinder, and this is mixed with the substantial quantity of charge then supplied during the compression stroke. Not only are optimal ignition conditions  
10 thus produced, but as well as this, the extent of the negative pressure produced in the cylinder during the suction stroke is also limited.

The subsequent claims relate to internal combustion engines working according to the process according to the invention.

15

- In addition, the lift-off valves can be hydraulically freely controlled here, as shown for example in DE-OS 20 06 304. Moreover, this document also mentions the possibility of opening the inlet valve for the purpose of improving the mixture preparation with decreasing performance (or power) provided by the  
20 internal combustion engine closer to the time when the piston is at maximum speed during its suction stroke. However, suggestion of a gas exchange process according to the invention is not contained in this document. The lift-off valves can also be freely controlled magnetically. Numerous examples of embodiments have also been made known for this.

25

- According to Claims 6 and 7, the process according to the invention can however also be implemented with internal combustion engines provided with cam shafts. In order to vary the time of opening and the time of closing, the cam shaft here is formed such that it can rotate with respect to the crank shaft driving it. An arrangement for this has for example been disclosed in DE-OS  
30 28 42 154. In order to influence the valve stroke course predetermined by the cam, a control device can be provided here between the cam and the lift-off valve, as was disclosed, for example, in DE-AS 24 48 311.

Alternatively, the cam can however also be in the form of a spatial cam shown for example in DE-AS 25 05 757.

- 5 In order to seal the cylinder combustion chamber effectively from the crank housing and the crank space due to the high negative pressure values which often occur during the gas exchange process according to the invention, the piston can be provided with at least one appropriate (additional) piston ring.
- 10 Examples of embodiments of an internal combustion engine working according to the invention are not shown here – because structural details of this do not form the essence of this invention.

**Fig. 1** shows a valve stroke course which is possible in principle.

15

**Fig. 2** shows a PV diagram for a gas exchange process according to the invention with different internal combustion engine loads, the gas exchange loop and the combustion loop not being shown to scale.

- 20 **Fig. 3** shows the gas exchange loop as a section of a PV diagram for a gas exchange process according to the invention and a conventional, throttled gas exchange process, respectively in partial load operation.

In **Fig. 1** the bottom dead center of the piston is indicated by *UT*, the top dead center during the gas exchange phase with *LW-OT*, and the top dead center during the ignition phase with *Z-OT*. The valve lift curve marked with the numeral 1 relates to an outlet valve, whereas the curve marked with 2 shows an inlet valve lift curve according to the invention. It is essential here that the inlet valve only opens when the piston has exceeded its bottom dead center, and is back in the compression stroke. Due to the high negative pressure which then prevails in the cylinder combustion chamber, the charge reaches a flow speed during filling which is so high that intensive swirl takes place in the cylinder combustion chamber. Because the inlet valve only opens during the

25

30

compression stroke, this swirl is maintained until the charge ignition time taking place shortly before *OT*. Exhausting of the fresh charge by the piston is avoided here in that the inlet valve is only open until the charge necessary for the respective operating point of the internal combustion engine is present in the cylinder, i.e. until the respectively effective stroke space, which is  
5 determined by the time of closing the inlet valve, is filled.

As can be seen, the outlet valve remains partially open over the top dead center. Advantageously, a partial quantity of burnt charge is thus sucked in, by  
10 means of which the extent of the negative pressure forming in the cylinder combustion chamber is limited. By means of corresponding variation of the valve lift curve 1 of the outlet valve, different residual gas portions can be produced in the cylinder combustion chamber.

15 **Fig. 2** shows a schematically represented p-V diagram for two different internal combustion engine loads, the gas exchange loop and the combustion loop not being shown to scale with respect to one another. The value of the ambient pressure is indicated by  $p_u$ . In the course of the gas exchange loop 3, according to the invention the inlet valve opens later for lower loads (4) than for  
20 higher loads (5) in order to guarantee high flow speeds and so strong swirl as close as possible to the charge ignition time. The ignition conditions are consequently better with a decreasing load.

**Fig. 3** shows two gas exchange loops as a section of a p-V diagram which both  
25 correspond to a calculatively identical partial load operating point of a reciprocating piston internal combustion engine. The continuous course of the curve indicated by 6 shows a conventional gas exchange process according to which the charge is supplied to the cylinder, throttled by a throttle flap, during the suction stroke preceding the compression stroke. The course of the curve  
30 shown in broken lines, indicated by 7, shows the loop for a gas exchange process according to the invention. As can be seen from the clearly greater pressure gradient prevailing in particular within the volume section indicated

with  $a$ , the charge flows here with clearly higher speed and with substantially stronger swirl into the cylinder.

With the gas exchange process according to the invention, the highest  
5 willingness to ignite is thus also guaranteed with an extremely lean mixture. A clear reduction of emissions of nitrogen oxides and hydrocarbons is thus also attainable, as are improvements in the specific fuel consumption.

This gas exchange process according to the invention is in particular suitable  
10 for the partial load operation of a quantity-controlled internal combustion engine, and provides here not only high swirl in the cylinder combustion chamber, thus offering advantages with regard to the combustion process, willingness to ignite and composition of exhaust gas, but additionally provides an exceptionally sensitive load control process. Whereas with conventional load control  
15 processes of a quantity-controlled internal combustion engine, by means of a throttle valve there are lower and lower drops in pressure as the loads increase, and so the gas exchange in the high load range only happens due to the kinetic energy of the piston, the drop in pressure available with the gas exchange process according to the invention is almost in proportion to the associated  
20 desired load. With a higher desired load, the inlet valve opens shortly after the piston has exceeded its lower dead center, and only considerably later with a lower desired load. The negative pressure prevailing in the cylinder combustion chamber is then lower however. Advantageously, an internal combustion engine working according to the gas exchange process according to the  
25 invention thus reacts with clearly more sensitivity to changes in the associated desired load.

3 pages of drawings attached



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Patentschrift  
⑪ DE 37 16947 C1

⑤1 Int. Cl. 4:  
F02D 13/02  
F 01 L 1/34  
// F01L 9/02,9/04

②1 Aktenzeichen: P 37 16 947.5-13  
②2 Anmeldetag: 20. 5. 87  
④3 Offenlegungstag: —  
④5 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 3. 3. 88

**Erfindungsbüro**

DE 37 16947 C1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦3 Patentinhaber:

Bayerische Motoren Werke AG, 8000 München, DE

⑦2 Erfinder:

Gartner, Jurij, 8034 Germering, DE; Langen, Peter,  
8000 München, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-AS 25 05 757  
DE-AS 24 48 311  
DE-AS 14 01 949  
DE-AS 10 91 378  
DE-OS 35 32 549  
DE-OS 34 01 362  
DE-OS 31 12 059  
DE-OS 30 25 259  
DE-OS 29 42 884  
DE-OS 28 42 154  
DE-OS 20 06 304  
DE-Z: »MTZ 47«, 1986, H. 5, S. 185-188;

⑤4 Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine

Beschrieben wird ein Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine, bei welchem die Ladungszufuhr zum Zylinder erst im Verdichtungsstakt erfolgt und wobei ein Ausschleiben der zugeführten Ladung noch während dieses Verdichtungsstaktes verhindert wird. Auf diese Weise ist eine hohe Strömungsgeschwindigkeit und eine starke Ladungsverwirbelung auch noch zum Ladungszündzeitpunkt sichergestellt. An einer Brennkraftmaschine mit Hubventilen sind die Einlaßhubventile nur so lange geöffnet, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt erforderliche Ladung im Zylinder befindet. Dazu werden der Öffnungszeitpunkt, der Schließzeitpunkt und der maximale Ventilhub der Ventilerhebungskurve dem jeweiligen Betriebspunkt entsprechend angepaßt. Die Hubventile können dabei magnetisch oder hydraulisch angesteuert sein, es wird aber auch eine Lösung in Form einer Nockenwellenverstellung, kombiniert mit einer hydraulischen Ventilhubabsteuerung vorgeschlagen.

DE 37 16947 C1

## Patentansprüche

1. Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß die Ladungszufuhr zum Zylinder im wesentlichen im Verdichtungsstakt erfolgt, und daß ein Ausschleiben der zugeführten Ladung noch während dieses Verdichtungsstaktes verhindert wird.

2. Ladungswechsel-Verfahren nach Anspruch 1 für eine quantitativ gesteuerte Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, daß ein den Zylindereintritt zur Ladungszufuhr freigebendes Steuerorgan nur so lange geöffnet ist, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderliche Ladung im Zylinder befindet.

3. Ladungswechsel-Verfahren nach Anspruch 2 für eine Brennkraftmaschine mit Hubventilen, dadurch gekennzeichnet, daß der Öffnungszeitpunkt, der Schließzeitpunkt und der maximale Ventilhub der Ventilerhebungskurve dem jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine angepaßt sind.

4. Ladungswechsel-Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich zum Öffnungszeitpunkt des die Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans aufgrund gesteuerter Ladungsabfuhr während des vorangegangenen Ausschleibetaktes noch ein Rest von verbrannter Ladung im Zylinder befindet.

5. Ladungswechsel-Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das die Ladungszufuhr freigebende Steuerorgan während des dem Verdichtungsstakt vorausgehenden Saugtaktes zusätzlich kurzzeitig geöffnet wird.

6. Hubkolben-Brennkraftmaschine zum Betreiben des Ladungswechsel-Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5 mit Hubventilen, welche von Nocken betätigt werden, wobei diese auf einer Nockenwelle angeordnet sind, welche von einer Kurbelwelle angetrieben ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle verdrehbar ist und daß zwischen Nocken und Hubventil eine Steuervorrichtung zur Beeinflussung des durch den Nocken vorgegebenen Ventilhubverlaufes vorgesehen ist.

7. Hubkolben-Brennkraftmaschine zum Betreiben des Ladungswechsel-Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 5 mit Hubventilen, welche von Nocken betätigt werden, wobei diese auf einer Nockenwelle angeordnet sind, welche von einer Kurbelwelle angetrieben ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle verdrehbar ist, und daß die Nocken als Raumnocken ausgebildet sind, deren jeweils relevanter Erhebungsverlauf einstellbar ist.

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Ladungswechsel-Verfahren für eine 4-Takt-Hubkolben-Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, sowie eine nach diesem Verfahren arbeitende Brennkraftmaschine gemäß Patentansprüchen 6 und 7.

Üblicherweise erfolgt die Ladungszufuhr zum Zylinder während des sogenannten Saugtaktes, also dann, wenn sich — nachdem zuvor die verbrannte Ladung ausgeschoben wurde — der Kolben von seinem oberen Totpunkt in Richtung seines unteren Totpunktes be-

wegt.

Insbesondere bei quantitativ gesteuerten Brennkraftmaschinen stellt sich damit im Teillastbetrieb nur eine ungenügend hohe — für einen optimalen Verbrennungsablauf jedoch erwünschte — Verwirbelung der Ladung ein. Zwar erzeugt der Kolben während seiner Abwärtsbewegung unter Energieverbrauch Unterdruck, welcher dazu genutzt wird, die Ladung mit hoher Geschwindigkeit in den Zylinder einströmen zu lassen, wobei an der Drosselstelle (zumindest einer Drosselklappe) eine vorteilhafte Verwirbelung entsteht, jedoch beruhigt sich diese Verwirbelung wieder auf den relativ langen Wegen von der Drosselstelle zum Zylinderbrennraum, so daß zum Zeitpunkt der später stattfindenden Verbrennung bzw. Zündung der Ladung keine ausreichende Wirbelbewegung mehr vorhanden ist.

Aus der DE-OS 31 12 059 ist eine Maßnahme zur verbesserten Ladungsverwirbelung bekannt, wobei ein zusätzliches als Rückschlagventil ausgebildetes Zylinder-Einlaßorgan vorgesehen ist, über welches dem Zylinder Luft unter einem derart gewählten Druck zugeführt wird, daß das Rückschlagventil auch während einer Anfangsphase des Verdichtungsstaktes geöffnet bleibt. Eine lange anhaltende Verwirbelung ist hiermit aber nur dann gewährleistet, wenn der Druck der über das Rückschlagventil zugeführten Luft zumindest in Höhe des Kompressionsenddruckes im Zylinder liegen würde. Somit ist diese Maßnahme für Fahrzeug-Brennkraftmaschinen praktisch nicht durchführbar.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Ladungswechselverfahren bereitzustellen, welches eine starke Ladungsverwirbelung bzw. hohe Ladungs-Strömungsgeschwindigkeiten auch zum Zeitpunkt der Ladungszündung sicherstellt und eine nach diesem Ladungswechselverfahren arbeitende Brennkraftmaschine zu schaffen. Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 und der Patentansprüche 6 und 7 gelöst.

Erfolgt die Ladungszufuhr zum Zylinder erst während des Verdichtungsstaktes, so herrscht im Zylinder ein derart hoher Unterdruck, daß sich mit dem Öffnen des die Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans eine hohe Strömungsgeschwindigkeit und damit eine hohe Verwirbelung einstellt. Um jene Verwirbelung bis zum Ladungszündzeitpunkt aufrechtzuerhalten, muß dabei verhindert werden, daß die zugeführte Ladung noch während jenes Verdichtungsstaktes zumindest teilweise wieder ausgeschoben wird. Dies ergäbe nämlich eine Richtungsumkehr der Ladungsströmung, wodurch die für eine gute Verwirbelung erforderliche hohe Strömungsgeschwindigkeit herabgesetzt werden würde. Dieser Effekt läßt sich beispielsweise auch mit Hilfe von Ladungswechselprogrammen berechnen.

Verhindert werden kann ein derartiges Ausschleiben beispielsweise durch Verwendung eines Rückschlagventiles oder gemäß Anspruch 2 durch entsprechendes Ansteuern eines den Zylindereintritt zur Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans. Dieses bleibt dabei nur so lange geöffnet, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderliche Ladung im Zylinder befindet. Vorteilhafterweise wird dabei die Öffnungszeitspanne in die Nähe des Ladungszündzeitpunktes gelegt, da dann eine besonders intensive Verwirbelung aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten sichergestellt ist. Insbesondere geeignet ist jenes Verfahren für eine quantitativ gesteuerte Brennkraftmaschine, da hierbei nur der durch den jeweiligen Betriebspunkt vorgegebene tatsächlich erforderliche Hubraum

befüllt wird. Die Laststeuerung jener nach dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren arbeitenden Brennkraftmaschine kann somit allein durch eine entsprechende Variation der Öffnungsdauer des den Zylindereintritt zur Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans erfolgen. Drosselverluste, wie sie beispielsweise an einer herkömmlichen Drosselklappe auftreten, werden somit vermieden.

Ist jenes Steuerorgan dabei als Hubventil ausgebildet, so ist es besonders vorteilhaft, neben der Öffnungsdauer, welche letztendlich vom Öffnungszeitpunkt und vom Schließzeitpunkt bestimmt ist, zusätzlich den maximalen Ventilhub — hierdurch wird die Strömungsgeschwindigkeit abermals erhöht oder zumindest in ihrer Richtung beeinflusst — und somit die gesamte Ventilerhebungskurve dem jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine anzupassen.

Nach Anspruch 4 erfolgt bei dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren die Abfuhr der verbrannten Ladung derart gesteuert, daß sich zum Öffnungszeitpunkt des die Ladungszufuhr freigebenden Steuerorgans noch ein Rest von verbrannter Ladung im Zylinder befindet. Auf diese Weise können die gegen Ende des Saugtaktes im Zylinder auftretenden Unterdruckwerte in ihrer Höhe begrenzt werden.

Zwar ist auch aus der DE-OS 34 01 362 ein Verfahren zur Steuerung von 4-Takt-Kolbenbrennkraftmaschinen bekanntgeworden, bei welchem nach dem Ausschlektakt eine bestimmte Abgasmenge im Zylinder vorhanden ist und dadurch das verbleibende Zylindervolumen für die Aufnahme von Frischgemisch zum Zweck der Laststeuerung reduziert wird, jedoch erfolgt dabei die Ladungszufuhr wie üblich während des Saugtaktes, also während der Abwärtsbewegung des Kolbens. Jenes bekannte Verfahren hat den Nachteil, daß, um die Zündwilligkeit der Zylinderladung zu gewährleisten, nur geringe Abgasmengen im Zylinder verbleiben können. Deutlich höhere Restmengen von verbrannter Ladung sind jedoch möglich, wenn gemäß dem erfindungsgemäßen Verfahren die Ladungszufuhr erst während des Verdichtungsaktes und somit zeitlich kurz vor dem Ladungszündzeitpunkt erfolgt, da dann der im Zylinder herrschende Unterdruck hohe Strömungsgeschwindigkeiten und somit eine besonders intensive Ladungsverwirbelung hervorruft.

In ähnlicher Weise kann nach Anspruch 5 das die Ladungszufuhr freigebende Steuerorgan zusätzlich kurzzeitig während des Saugtaktes geöffnet werden. Während dieser Öffnungsphase gelangt eine kleine Ladungsmenge eventuell fetten Gemisches in den Zylinder, welche sich während des Verdichtungsaktes mit der dann zugeführten wesentlichen Ladungsmenge vermischt. Hiermit werden nicht nur optimale Zündbedingungen geschaffen, sondern daneben auch der sich während des Saugtaktes einstellende Unterdruck im Zylinder in seiner Höhe begrenzt.

Die folgenden Ansprüche beziehen sich auf nach dem erfindungsgemäßen Verfahren arbeitende Brennkraftmaschinen.

Dazu können die Hubventile hydraulisch frei ansteuerbar sein, wie dies beispielsweise in der DE-OS 20 06 304 gezeigt ist. Jene Schrift erwähnt im übrigen auch die Möglichkeit, das Einlaßventil zum Zwecke der Verbesserung der Gemischauflbereitung bei abnehmender von der Brennkraftmaschine abzugebender Leistung näher dem Zeitpunkt zu öffnen, zu welchem der Kolben während seines Saughubes die maximale Geschwindigkeit hat. Eine Anregung für ein erfindungsge-

mäßes Ladungswechsel-Verfahren ist in jener Schrift jedoch nicht enthalten. Ebenso können die Hubventile magnetisch frei ansteuerbar sein, auch hierfür sind bereits zahlreiche Ausführungsbeispiele bekanntgeworden.

Nach den Ansprüchen 6 und 7 ist das erfindungsgemäße Verfahren aber auch an mit Nockenwellen versehenen Brennkraftmaschinen durchführbar. Zur Variation von Öffnungs- und Schließzeitpunkt ist dabei die Nockenwelle gegenüber der sie antreibenden Kurbelwelle verdrehbar ausgebildet. Eine Anordnung hierfür ist beispielsweise aus der DE-OS 28 42 154 bekanntgeworden. Zur Beeinflussung des vom Nocken vorgegebenen Ventilhubverlaufes kann dabei zwischen dem Nocken und dem Hubventil eine Steuervorrichtung vorgesehen sein, wie sie beispielsweise aus der DE-AS 24 48 311 bekanntgeworden ist.

Alternativ kann der Nocken aber auch als ein beispielsweise in der DE-AS 25 05 757 gezeigter Raumnocken ausgebildet sein.

Um den Zylinderbrennraum wegen der beim erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren oftmals auftretenden hohen Unterdruckwerte wirkungsvoll gegen das Kurbelgehäuse bzw. den Kurbelraum abzudichten, kann der Kolben zumindest mit einem entsprechenden (zusätzlichen) Kolbenring versehen sein.

Ausführungsbeispiele für eine erfindungsgemäß arbeitende Brennkraftmaschine werden — da konstruktive Details hierzu nicht Wesen der vorliegenden Erfindung sind — hier nicht gezeigt. Es zeigt

Fig. 1 einen prinzipiell möglichen Ventilhubverlauf,

Fig. 2 ein p-V-Diagramm für ein erfindungsgemäßes Ladungswechsel-Verfahren mit verschiedenen Brennkraftmaschinen-Lasten, wobei die Ladungswechselschleife sowie die Verbrennungsschleife nicht maßstabsgerecht dargestellt sind,

Fig. 3 die Ladungswechselschleife als Ausschnitt eines p-V-Diagrammes für ein erfindungsgemäßes Ladungswechsel-Verfahren sowie ein herkömmliches, gedrosseltes Ladungswechsel-Verfahren, jeweils im Teilastbetrieb.

In Fig. 1 ist der untere Totpunkt des Kolbens mit *UT*, der obere Totpunkt während der Ladungswechselphase mit *LW-OT* und der obere Totpunkt während der Zündphase mit *Z-OT* gekennzeichnet. Die mit der Ziffer 1 bezeichnete Ventilerhebungskurve bezieht sich auf ein Auslaßventil, während die mit 2 bezeichnete Kurve eine erfindungsgemäße Einlaßventilerhebungskurve darstellt. Wesentlich dabei ist, daß das Einlaßventil erst dann öffnet, wenn der Kolben seinen unteren Totpunkt überschritten hat und sich wieder im Verdichtungsstakt befindet. Aufgrund des dann im Zylinderbrennraum herrschenden hohen Unterdruckes erreicht die Ladung bei der Befüllung eine solche hohe Strömungsgeschwindigkeit, daß eine intensive Verwirbelung im Zylinderbrennraum stattfindet. Da das Einlaßventil erst während des Verdichtungsaktes geöffnet wird, bleibt diese Verwirbelung bis zu dem kurz vor *OT* stattfindenden Ladungszündzeitpunkt erhalten. Ein Ausschleiben der frischen Ladung durch den Kolben wird dabei vermieden, indem das Einlaßventil nur so lange geöffnet ist, bis sich die für den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderliche Ladung im Zylinder befindet, bis also der jeweils effektive Hubraum, welcher durch den Schließzeitpunkt des Einlaßventiles bestimmt ist, befüllt ist.

Wie ersichtlich, bleibt das Auslaßventil teilweise über den oberen Totpunkt hinaus geöffnet. Damit wird vor-

teilhafterweise eine Teilmenge verbrannter Ladung angesaugt, wodurch der sich im Zylinderbrennraum bildende Unterdruck in seiner Höhe begrenzt wird. Durch entsprechende Variation der Ventilerhebungskurve 1 des Auslaßventiles sind verschiedene Restgasanteile im Zylinderbrennraum einstellbar.

Ein schematisch dargestelltes p-V-Diagramm für zwei verschiedene Brennkraftmaschinenlasten zeigt Fig. 2, wobei die Ladungswechselschleife und die Verbrennungsschleife nicht maßstäblich zueinander dargestellt sind. Der Wert des Umgebungsdruckes ist mit  $p_u$  bezeichnet. Im Verlauf der Ladungswechselschleife 3 öffnet erfindungsgemäß das Einlaßventil für niedrigere Lasten (4) später als für höhere Lasten (5), um hohe Strömungsgeschwindigkeiten und somit eine starke Verwirbelung möglichst nahe dem Ladungszündzeitpunkt sicherzustellen. Die Zündbedingungen werden folglich mit abnehmender Last besser.

Fig. 3 zeigt zwei Ladungswechselschleifen als Ausschnitt eines p-V-Diagrammes, welche beide einem rechnerisch identischen Teillast-Betriebspunkt einer Hubkolben-Brennkraftmaschine entsprechen. Der mit 6 bezeichnete durchgezogene Kurvenverlauf zeigt ein herkömmliches Ladungswechsel-Verfahren, nach welchem die Ladungszufuhr zum Zylinder über eine Drosselklappe gedrosselt während des dem Verdichtungstakt vorangehenden Saugtaktes erfolgt. Der mit 7 bezeichnete strichpunktierte Kurvenverlauf stellt jene Schleife für ein erfindungsgemäßes Ladungswechsel-Verfahren dar. Wie aus dem insbesondere innerhalb des mit a bezeichneten Volumenabschnittes herrschenden deutlich größeren Druckgradienten ersichtlich ist, strömt hierbei die Ladung mit deutlich höherer Geschwindigkeit und unter wesentlich stärkerer Verwirbelung in den Zylinder.

Mit dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren ist somit höchste Zündwilligkeit auch bei einem extrem mageren Gemisch sichergestellt. Eine deutliche Reduktion der Emissionen von Stickoxyden und Kohlenwasserstoffen ist damit ebenso erzielbar wie Verbesserungen im spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Das vorliegende erfindungsgemäße Ladungswechsel-Verfahren eignet sich insbesondere für den Teillastbetrieb einer quantitativ gesteuerten Brennkraftmaschine und schafft dabei nicht nur hohe Verwirbelungen im Zylinderbrennraum, bietet somit Vorteile hinsichtlich Brennverlauf, Zündwilligkeit sowie Abgaszusammensetzung, sondern stellt zusätzlich ein äußerst sensibles Laststeuer-Verfahren dar. Während beim herkömmlichen Laststeuer-Verfahren einer quantitativ gesteuerten Brennkraftmaschine mit Hilfe einer Drosselklappe mit zunehmenden Lasten ein immer niedrigeres Druckgefälle vorhanden ist und somit der Ladungswechsel im Hochlastbereich allein aufgrund der kinetischen Energie des Kolbens erfolgt, ist beim erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren das zur Verfügung stehende Druckgefälle nahezu proportional zum anliegenden Lastwunsch. Bei höherem Lastwunsch öffnet das Einlaßventil kurz nachdem der Kolben seinen unteren Totpunkt überschritten hat, bei niedrigerem Lastwunsch erst deutlich später. Dann ist jedoch auch der im Zylinderbrennraum herrschende Unterdruck geringer. Vorteilhafterweise reagiert somit eine nach dem erfindungsgemäßen Ladungswechsel-Verfahren arbeitende Brennkraftmaschine deutlich empfindlicher auf Änderungen des anliegenden Lastwunsches.

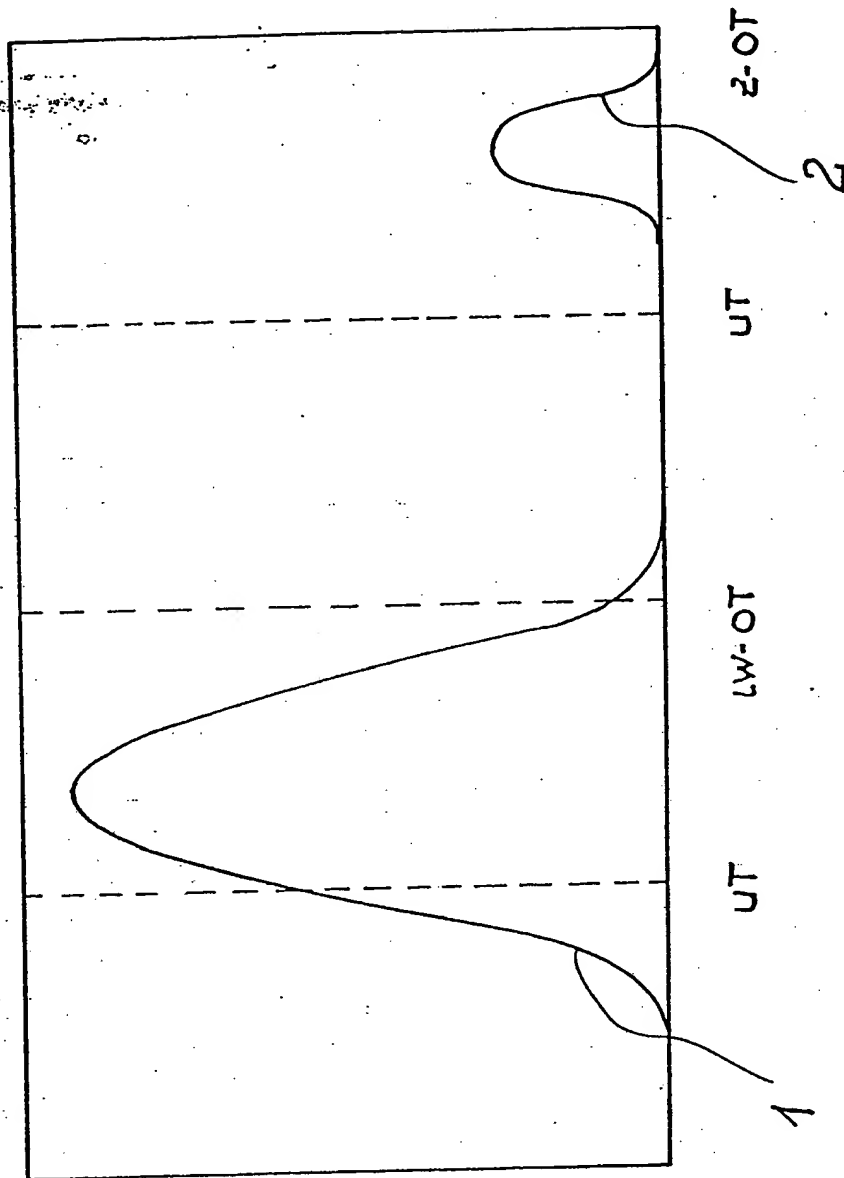
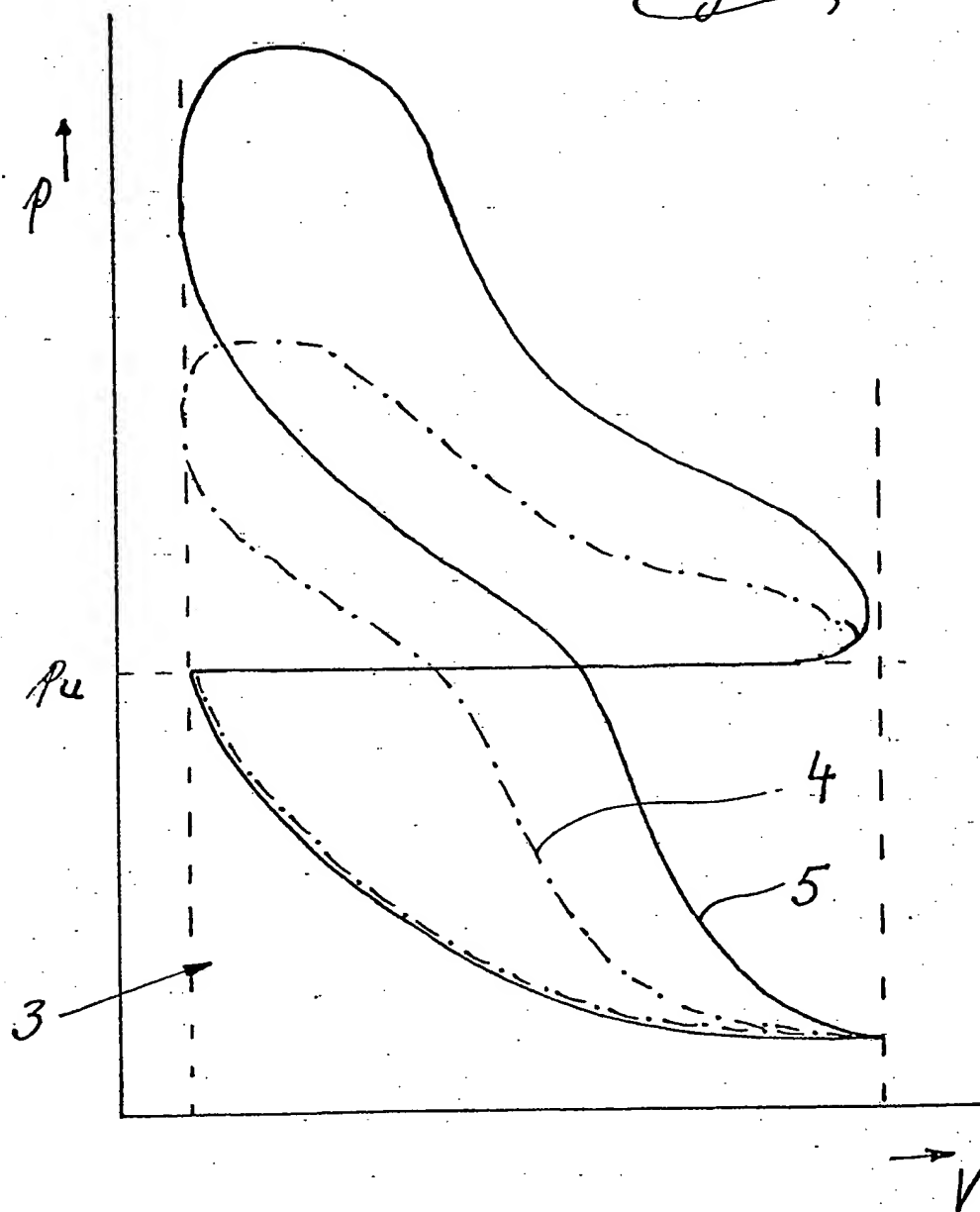


Fig. 1

ORIGINAL INSPECTED

708 169/339

*Fig. 2*



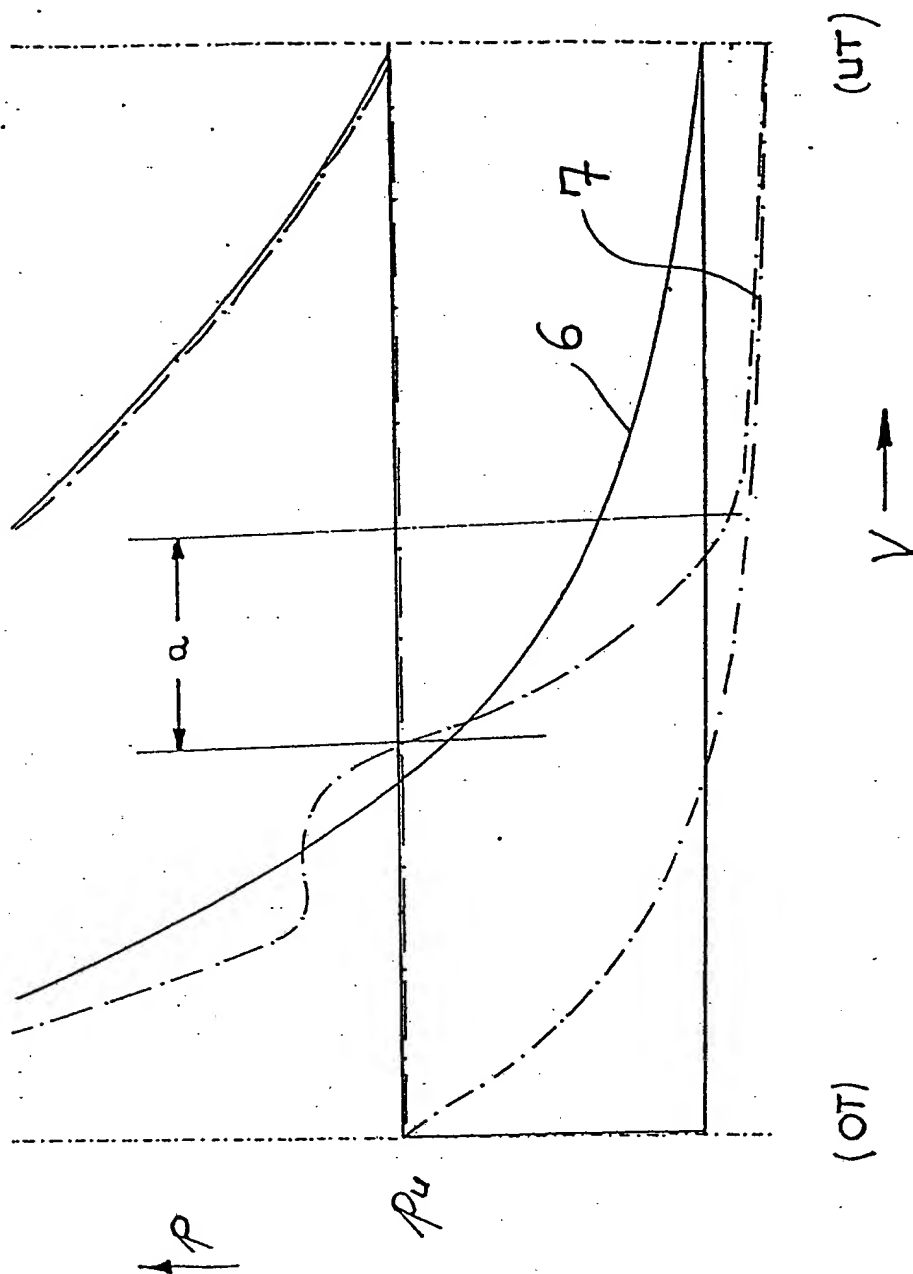


Fig. 3

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**